

Н.В. ПРОКОПЕНКО, Е.И. ЗИНЧЕНКО

О МЕТОДИКЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСА РАБОТЫ КРОМОК КАМЕР СГОРАНИЯ ПОРШНЕЙ ФОРСИРОВАННЫХ БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С УЧЕТОМ МОДЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ДВИГАТЕЛЯ

В работе проанализированы существующие методики прогнозирования длительной прочности поршней быстроходных дизелей с учетом усталости, ползучести и их комплексного влияния. Показано, что на процесс ползучести материала в реальных конструкциях поршней существенное влияние оказывает длительность цикла нагружения материала. Отмечено, что скорость ползучести материала в произвольный момент времени также зависит от ранее накопленной деформации ползучести. Параметры нагружения материала от цикла к циклу будут изменяться. Обосновано, что прогнозирование длительной и термоусталостной прочности поршней форсированных быстроходных дизелей следует осуществлять с учетом комплексного влияния усталости и ползучести на процесс накопления повреждений. Разработана методика оценки длительной и термоусталостной прочности поршня с учетом отмеченного комплексного влияния указанных процессов. Проведен анализ влияния истории нагружения поршня быстроходного дизеля на долговечность кромки камеры сгорания. Разработана методика, позволяющая прогнозировать время до разрушения кромки камеры сгорания на начальных стадиях проектирования двигателя с учетом модели его эксплуатации.

Ключевые слова: температурное состояние; граничные условия; быстроходный дизель; камера сгорания; коэффициент теплопроводности; поршень; длительная прочность; модель эксплуатации

М.В. ПРОКОПЕНКО, О.І. ЗІНЧЕНКО

ПРО МЕТОДИКУ ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ КРОМОК КАМЕР ЗГОРЯННЯ ПОРШНІВ ФОРСОВАНИХ ШВИДКОХІДНИХ ДИЗЕЛІВ З УРАХУВАННЯМ МОДЕЛІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ДВИГУНА

В роботі проаналізовано існуючі методики прогнозування тривалої міцності поршнів швидкохідних дизелів з урахуванням втоми, повзучості та їх комплексного впливу. Показано, що на процес повзучості матеріалу в реальних конструкціях поршнів істотно впливає тривалість циклу навантаження матеріалу. Відзначено, що швидкість повзучості матеріалу в довільний момент часу також залежить від раніше накопленої деформації повзучості. Параметри навантаження матеріалу від циклу до циклу будуть змінюватися. Обґрунтовано, що прогнозування тривалої і термовтомної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів слід здійснювати з урахуванням комплексного впливу втоми та повзучості на процес накопичення пошкоджень. Розроблено методику оцінки тривалої і термовтомної міцності поршня з урахуванням зазначеного комплексного впливу зазначених процесів. Проведено аналіз впливу історії навантаження поршня швидкохідного дизеля на довговічність кромки камери згоряння. Розроблено методику, що дозволяє прогнозувати час до руйнування кромки камери згоряння на початкових стадіях проектування двигуна з урахуванням моделі його експлуатації.

Ключові слова: температурний стан; граничні умови; швидкохідний дизель; камера згоряння; коефіцієнт теплопровідності; поршень; тривала міцність; модель експлуатації

M. PROKOPENKO, O. ZINCHENKO

ABOUT PREDICTION METHOD FOR WORK RESOURCE OF COMBUSTION CAMERAS SHIPS OF FORCED HIGH-SPEED DIESELS PISTONS TAKING INTO ACCOUNT ENGINE OPERATION MODEL

The paper analyzes the existing methods for predicting the long-term strength of high-speed diesel engines pistons, taking into account fatigue, creep and their complex effect. It is shown that the material creep process is significantly affected by the duration of the material loading cycle in real piston structures. It is noted that at an arbitrary time the material creep rate also depends on the previously accumulated creep deformation. The material loading parameters will change from cycle to cycle. It has been substantiated that the prediction of the long-term and heat-fatigue strength of the forced high-speed diesel engines pistons should be carried out taking into account the complex effect of fatigue and creep on the damage accumulation process. A method has been developed for estimating the long-term and thermal fatigue strength of the piston, taking into account the noted complex effect of these processes. The analysis is carried out the loading history influence of a high-speed diesel piston on the combustion chamber edge durability. A technique has been developed that makes it possible to predict the time to destruction of the of the combustion chamber edge at the initial stages of engine design, taking into account the model of its operation.

Keywords: temperature state; border conditions; high-speed diesel; combustion chamber; thermal conductivity; piston; long-term strength; operating model

Методика прогнозирования длительной прочности поршня быстроходного дизеля с учетом комплексного влияния усталости и ползучести на процесс накопления повреждений. На процесс ползучести, а следовательно и релаксации термоупругих напряжений, имеющий место в реальных конструкциях поршней, помимо уровней действующих температур и напряжений существенное влияние оказывает также и длительность цикла нагружения материала [1–29]. Также важно отметить, что вследствие упрочнения материала скорость ползучести в произвольный момент времени зависит не только от действующих температуры и напряжения, но и от ранее накопленной деформации ползучести, т.е. величина релаксации напряжений от каждого цикла

нагружения к следующему будет изменяться [1]. Это приводит к тому, что и параметры нагружения материала от цикла к циклу также будут изменяться. На рис. 1 представлены зависимости изменения с течением времени максимального, минимального и амплитудного действующих напряжений в зоне кромки камеры сгорания (КС) типа ЦНИДИ поршня дизеля 4ЧН12/14. Из сопоставления отмеченных зависимостей видно, что максимальное напряжение цикла за первые 0,5 часа работы снижается с 99 МПа до 64,6 МПа, т.е. в 1,53 раза, а через 100 часов – до 60,8 МПа, т.е. в 1,62 раза. При этом минимальное напряжение соответственно падает с 4 до –22,1 МПа (в 1,35 раза) и –28,0 МПа (в 1,47 раза). Подобное

© Н. В. Прокопенко, Е. И. Зинченко, 2019

изменение действующих максимальных и минимальных напряжений приводит к снижению амплитуды напряжений, причем по сложному закону (рис. 1, в). Так, амплитуда напряжений за первые 0,2 часа уменьшилась с 47,5 до 43,2 МПа, затем вновь несколько повысилась – до 44,5 МПа. Все это означает, что наличие процесса ползучести (релаксации напряжений) в зоне кромки КС в условиях циклических низкочастотных нагружений материала оказывает существенное влияние на процесс накопления усталостных повреждений исследуемой детали.

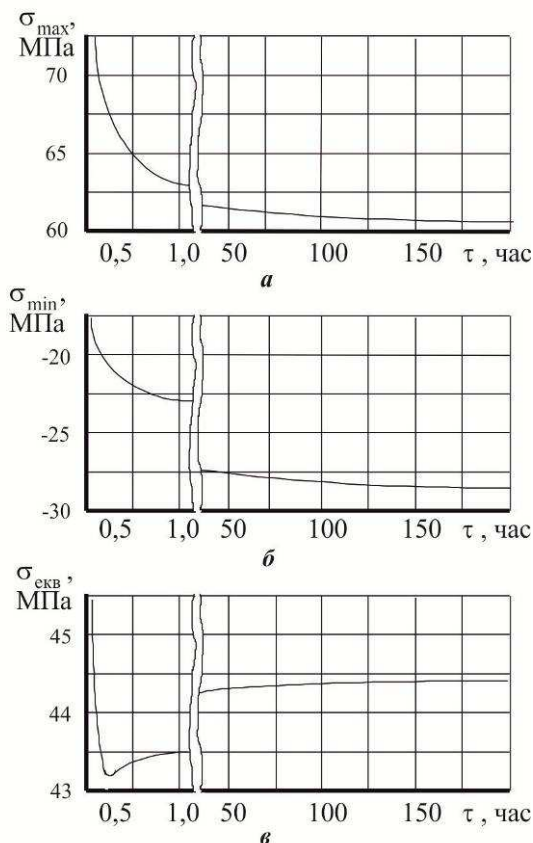


Рисунок 1 – Изменение параметров цикла нагружения кромки КС типа ЦНИДИ поршня дизеля 4ЧН12/14 при его термомеханическом циклическом нагружении

Таким образом, прогнозирование длительной и термоусталостной прочности поршней форсированных быстроходных дизелей следует осуществлять с учетом комплексного влияния усталости и ползучести на процесс накопления повреждений.

Нами разработана методика оценки длительной и термоусталостной прочности поршня с учетом отмеченного комплексного влияния указанных процессов [2]. К особенностям предлагаемой методики относится также то, что описание процесса ползучести (релаксации напряжений) базируется на теории упрочнения с учетом длительности цикла нагружения материала исходя из энергетического критерия прочности. В основу методики положен принцип линейного

суммирования усталостных и квазистатических повреждений. При этом разрушение материала при неизотермическом низкочастотном нагружении особо теплонапряженной зоны исследуемой детали наступает, если:

$$d_f + d_s = \int_1^{N_f} \frac{dN}{N_f} + \frac{1}{u} \int_0^{\tau^*} \dot{\epsilon}_n \cdot \sigma \cdot d\tau = 1 \quad (1)$$

Это уравнение позволяет оценить время и число циклов до наступления предельного состояния материала в особо нагруженной зоне детали КС – момента образования трещин вследствие воздействия малоциклового усталости и циклической ползучести.

При этом расчеты предельного состояния материала основываются на определении возникающих пластических деформаций и размахов этих деформаций. Однако расчеты напряженно-деформированного состояния (НДС) применительно к деталям КС с учетом пластичности и ползучести (в нелинейной постановке) крайне затруднены. Одним из эффективных и достаточно достоверных способов преодоления данного обстоятельства является использование принципа Нейбера, который позволяет учесть влияние пластических деформаций на указанное предельное состояние при использовании результатов расчетов НДС детали в упругой постановке.

Для особо нагруженной зоны детали (зоны концентрации напряжений) обобщенный принцип Нейбера записывается в виде [3, 4]:

$$\frac{\sigma_y}{E} = \epsilon_y \cdot \epsilon^{1-m} \quad (2)$$

где $\epsilon_\Sigma = \epsilon_y + \epsilon_{nl}$ (ϵ_y , ϵ_{nl} – упругая и пластическая деформации) – полная деформация;

m – показатель степени, зависящий от условий нагружения (принимает значения от 0 (жесткое нагружение) до 1 (мягкое нагружение), рис. 2).

Усталостные свойства материала, характеризующиеся амплитудами упругой и пластической деформаций, сформулированы и предложены Дж. Марроу в виде [5]:

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_f}{E(2N_f)^b} \quad (3)$$

$$\epsilon_{nl} = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (4)$$

Здесь σ'_f и ϵ'_f – коэффициенты усталостной прочности и вязкости соответственно, зависящие от температуры, а b и c – показатели циклической прочности и пластичности. Их значения могут изменяться в следующих пределах [6]:

$$b = -0,08 \dots -0,15; c = -0,40 \dots -0,91.$$

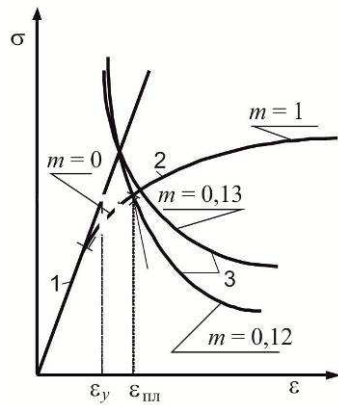


Рисунок 2 – Графическая интерпретация принципа

Нейбера: 1 – $\sigma_{лин} = E\epsilon_y$;2 – $\epsilon = \frac{\sigma}{E} + \epsilon_{пл.к.} \left(\frac{\sigma}{\sigma_k} \right)^{\frac{c}{b}}$ – диаграмма циклического деформирования;3 – $E\epsilon_y^m (\epsilon_y + \epsilon_{пл})^{1-m} = const$ (соотношение Нейбера)

Физический смысл параметров, входящих в уравнения (3) и (4), иллюстрирует рис. 3

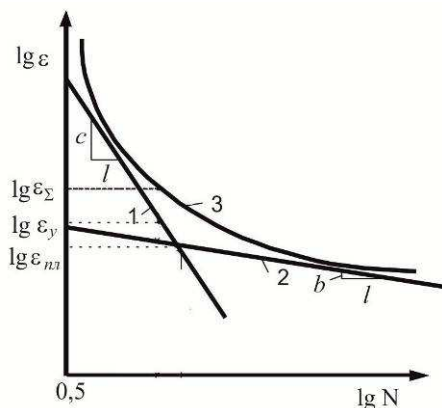


Рисунок 3 – Схематическое изображение зависимости амплитуды пластической (1), упругой (2) и полной (3) деформаций от усталостной долговечности

Постоянные b и σ'_f/E адекватны наклону и ординате точки (соответствующей первой смене знака деформации) прямой, отображающей зависимость амплитуды упругой деформации от долговечности; постоянные c и ϵ'_f – соответственно, наклон и ординату точки (соответствующей первой смене знака деформации) прямой, отображающей зависимость амплитуды пластической деформации от долговечности.

Точка пересечения этих прямых называется переходной долговечностью (порядка 10^4 циклов).

Коэффициент усталостной прочности связан с определяемыми по результатам опытов пределом прочности σ_s и коэффициентом поперечного сужения образца при разрыве Ψ зависимостью [7]:

$$\sigma'_f = k \frac{\sigma_s}{1-\Psi}, \quad (5)$$

где $k = P_{разр}/P_{max}$ – коэффициент разрушающей нагрузки ($0,6 < k < 1$);

$m_{разр}$, P_{max} – соответственно, усилие разрыва образца и максимальное усилие, определяемое по истинной диаграмме деформирования;

σ_s – предел прочности материала при статическом растяжении, зависящий от уровня температуры;

Ψ – зависящее от температуры относительное сужение поперечного сечения образца при его разрыве.

Коэффициент усталостной вязкости ϵ'_f можно определить через истинную статическую вязкость при разрушении ϵ_f [3]:

$$\frac{\epsilon'_f}{\epsilon_f} = a_0 (-c)^n, \quad (6)$$

где

$$a_0 = 4,931 \pm 0,482, \quad a_1 = 3,945 \pm 0,151 \quad (7)$$

универсальные безразмерные константы,

$$\epsilon_f = \ln \left[\frac{1}{1-\Psi} \right].$$

Недостатком уравнений (3) и (4) является то, что они действительны лишь в области, как правило, ограниченной значениями N_f , равными 10^5 циклов. Для продолжения области применимости уравнений Морроу до $N_f = 10^6 \dots 10^8$ циклов принимают во внимание существование обратимой неповреждающей пластической деформации [3]. Под данным понятием подразумевают пороговое значение амплитуды пластической деформации, которая реализуется смещением дислокаций. В работах В.Т. Трошенко, П. Лукаша, М. Клеснила показано, что предел усталости материала связан с величиной неразрушающей пластической деформации. Следовательно, модифицированное уравнение Морроу с учетом (3) примет следующий вид:

$$\epsilon_{пл.р.} = \epsilon_{пл} - \epsilon_{пл.н} = \epsilon'_f (2N_f)^c, \quad (8)$$

где $\epsilon_{пл.р.}$ – необратимая (разрушающая) часть пластической деформации; $\epsilon_{пл.н.}$ – обратимая (неразрушающая) пластическая деформация, которая находится в пределах $3 \cdot 10^{-5} \div 4 \cdot 10^{-5}$ [4].

Тогда, исходя из приведенных уравнений (3), (4) и (8), соотношение для определения амплитуды упругой деформации в зависимости от числа циклов до разрушения имеет вид:

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma'_f}{E} \left[(2N_f)^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon'_f} \right]^{b/c}. \quad (9)$$

При этом для определения числа циклов нагружений до разрушения N_f можно воспользоваться универсальным соотношением, полученным из совместного решения уравнений (2), (8) и (9) и называемым уравнением Б. Поспишила [3, 4]:

$$\sigma_{a.лин.} = \left\{ \sigma'_f \left[(2N_{pi})^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon'_f} \right]^{b/c} \right\}^m \times \left\{ \sigma'_f \left[(2N_{pi})^c + \frac{\varepsilon_{пл.н.}}{\varepsilon'_f} \right]^{b/c} + E \left[\varepsilon'_f (2N_{pi})^c + \varepsilon_{пл.} \right] \right\}^{m-1}, \quad (10)$$

где $\sigma_{a.лин.}$ – амплитуда напряжений, рассчитанная по закону Гука.

Для реализации данной методики необходимо при помощи структурного метода рассчитать тепловое и НДС в теле поршня за цикл его нагружения. Далее, в зоне концентрации напряжений и максимальных температур (которой, например, является кромка КС поршня), по размахам главных напряжений может быть рассчитана эквивалентная амплитуда цикла:

$$\sigma_{a.лин.} = \frac{\sqrt{2}}{4} \sqrt{(\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2)^2 + (\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3)^2 + (\Delta\sigma_3 + \Delta\sigma_4)^2}, \quad (11)$$

где $\Delta\sigma_1, \Delta\sigma_2, \Delta\sigma_3$ – размахи главных напряжений за цикл нагружения.

При рассмотрении поверхности кромки КС основными являются окружные напряжения σ_3 , поскольку главные напряжения σ_1 и σ_2 практически близки к нулю [8, 9].

При асимметричном циклическом нагружении, характерном для деталей КС двигателя, рассчитываемую в выражении (11) амплитуду цикла $\sigma_{a.лин.}$ следует скорректировать введением коэффициента влияния асимметрии цикла a [4]:

$$\sigma_{a.лин.э.кв.} = \sigma_{a.лин.} \cdot a; \quad (12)$$

$$a = \sqrt{\frac{\sigma_{max}}{\sigma_a}}, \quad (13)$$

где σ_{max} – верхний уровень напряженного состояния: максимальная растягивающая или

минимальная сжимающая величина действительного главного напряжения;

σ_a – действительная амплитуда напряжений цикла.

Значения действительных максимальных напряжений цикла σ_{max} и амплитуда напряжений цикла σ_a определяются с учетом упругих напряжений и пластического деформирования материала. Рассматривая совместно уравнения (2)–(4), получаем:

$$\sigma_- = \sigma_-^m \left[\sigma + E \varepsilon'_f \left(\frac{\sigma}{\sigma'_f} \right)^{c/b} \right]^{1-m}. \quad (14)$$

Для отыскания решения уравнения (10) относительно N_f , с учетом соотношений (12)–(14), можно использовать итерационную формулу Ньютона–Рафсона [4]:

$$N_{+1} = N - \frac{f(N)}{df(N)/dN}, \quad (15)$$

где N_{+1} и N – последующее, более точное приближение решения, и предполагаемое решение $f(N) = \sigma_{a.лин.} - \sigma_{a.лин.э.кв.}$, соответственно, определяемое с учетом (10) и (12).

Важно отметить, что процесс неізотермической усталости при переменной температуре представляет собой более опасное явление с точки зрения повреждений, чем при постоянной температуре, равной среднему значению температуры цикла. Исходя из этого, все параметры, входящие в уравнения и описывающие процессы усталости (которые зависят от температуры) необходимо определять при эффективной температуре цикла нагружения. Для определения эффективной температуры неізотермического усталостного процесса с достаточной точностью можно принять выражение [4]:

$$t_{э.тм} = \frac{1}{2} \left[t_{max} + \frac{\sum_{i=1}^k t_i \cdot \tau_i}{\tau_b} \right] \quad (16)$$

или [10]:

$$t_{э.тм} = \frac{(3t_{max} + t_{min})}{4}. \quad (17)$$

Для учета комплексного влияния малоциклового усталости и циклической ползучести предлагаемая методика предполагает следующее. Исходные циклы изменения температуры и напряжения разбиваются на требуемое для обеспечения точности расчетов количество

участков. Далее расчет процессов релаксации напряжений и накопления повреждений, вызванных ползучестью, осуществлялся по уточненной методике, представленной в [11].

Как было отмечено выше, накопленные деформации, вызванные циклической ползучестью, как в области сжатия, так и в области растяжения материала приводят к изменению параметров цикла. Тогда выражение (12) можно представить в виде:

$$\sigma'_{a.лин.эв.} = \sigma'_{a.лин.} \cdot a', \quad (18)$$

где

$$\sigma'_{a.лин.} = \frac{\sigma_{max.\tau} - \sigma_{min.\tau}}{2}, \quad (19)$$

$$a' = \sqrt{\frac{\sigma_{\partial.max.\tau}}{\sigma_{\partial.a.\tau}}}, \quad (20)$$

где $\sigma_{max.\tau}$ и $\sigma_{min.\tau}$ – максимальные и минимальные напряжения (размахи напряжений) за цикл нагружения в местах локальных экстремумов, рассчитанные исходя из начальной упругой деформации и накопленной к рассматриваемому моменту времени деформации ползучести,

$\sigma_{\partial.max.\tau}$ и $\sigma_{\partial.a.\tau}$ – действительное максимальное напряжение цикла и действительная амплитуда напряжения цикла, рассчитанные с учетом мгновенных пластических деформаций, исходя из выражения (14).

Для отыскания количества циклов до разрушения согласно представленной методике необходимо рассчитать амплитуду напряжения цикла $\sigma'_{a.лин.}$, определить коэффициент влияния асимметрии цикла a' и найти из (18) эквивалентную амплитуду цикла $\sigma'_{a.лин.эв.}$. Затем, используя формулу Ньютона-Рафсона, следует решить уравнение (15) относительно N , заменив в нем $\sigma_{a.лин.эв.}$ на рассчитанное выше значение $\sigma'_{a.лин.эв.}$.

Таким образом, изменение от цикла к циклу параметров соотношений (18)–(20) приводит к получению для каждого из последующих циклов различных значений доли накопленных повреждений как ползучести, так и усталости. Поэтому оценка накопления повреждений, в соответствии с приведенной методикой, предполагает проведение расчетов всех циклов нагружения до момента выполнения равенства (2).

Оценка долей усталостных повреждений и повреждений, накопленных в результате ползучести в поршнях быстроходных дизелей, по представленной выше методике предполагает использование большого числа коэффициентов, зависящих от применяемого материала, уровня действующих температур и условий нагружения исследуемой детали.

Таблица 1 – Усталостные характеристики поршневого сплава АЛ25

| Температура, °С | σ_b , МПа | ψ | ϵ_f | ϵ'_f | σ'_f , МПа |
|-----------------|------------------|--------|--------------|---------------|-------------------|
| 250 | 167,5 | 0,034 | 0,034 | 0,022 | 173,4 |
| 270 | 159,0 | 0,040 | 0,041 | 0,027 | 165,6 |
| 290 | 149,5 | 0,046 | 0,047 | 0,031 | 155,9 |
| 310 | 136,0 | 0,053 | 0,054 | 0,035 | 143,6 |
| 330 | 120,0 | 0,059 | 0,061 | 0,040 | 127,5 |
| 350 | 99,5 | 0,066 | 0,067 | 0,044 | 108,9 |
| 370 | 81,0 | 0,072 | 0,074 | 0,049 | 87,2 |

Это обстоятельство вызывает существенные расхождения в значениях коэффициентов выражения (10), полученных различными авторами [8, 9], и приводит к расхождениям в прогнозируемых значениях длительной и термоусталостной прочности поршня.

На основании проведенного нами анализа установлено, что для описания процесса накопления повреждений, вызванного низкочастотным циклическим нагружением поршня (выполненного из сплава АЛ25), наиболее достоверными являются значения постоянных материала b и c , а также показателя степени m в формуле Нейбера, приведенные в работах [20,23]. Они соответственно равны $b = -0,12$; $c = -0,6$; $m = 0,12$.

Величина $\epsilon_{пл.н.}$ принята равной $4 \cdot 10^{-5}$ [20], а коэффициент a в формуле (5) – равным единице, как для хрупких материалов.

На основе диаграмм циклического деформирования поршневого сплава АЛ25, согласно выражениям (5) и (6), нами определены остальные характеристики материала в функциях температуры (см. табл.1, колонки 4–6).

С учетом полученных коэффициентов по представленной выше методике нами осуществлен расчет термоусталостной и длительной прочности выполненных из сплава АЛ25 поршней с КС типа ЦНИДИ дизелей 4ЧН11/12,5 и 4ЧН12/14. Расчеты велись для наиболее опасной точки, которой является кромка КС. В качестве исходных данных взяты данные по термоциклированию выше указанных поршней на безмоторных тепловых стендах (БТС) [20, 23, 25].

Для поршня первого двигателя физическое моделирование проводилось в условиях лишь низкочастотных термонагрузений ($\tau_{д} = 4$ мин) [8, 12], а для второго – в двух вариантах: как при воздействии тепловых нагрузений низкой частоты ($\tau_{д} = 6$ мин), т.е. в условиях однофакторного нагружения, так и при совместном наложении тепловых нагрузений низкой и высокой частоты, т.е. при двухфакторном термонагружении [9]. Размах колебания температуры δt в течение высокочастотного периодического нагружения (длительностью 1000 колебаний в минуту, что

соответствует 2000 оборотам в минуту четырехтактного двигателя) составлял 13°C.

Имевшие место законы изменения температур и напряжений в зоне кромок КС поршней различны и приведены на рис. 4, 5. Максимальные и минимальные окружные напряжения цикла для первого двигателя соответствовали 3-й и 125-й секундам цикла, а для второго – 8-й и 366-й секундам соответственно.

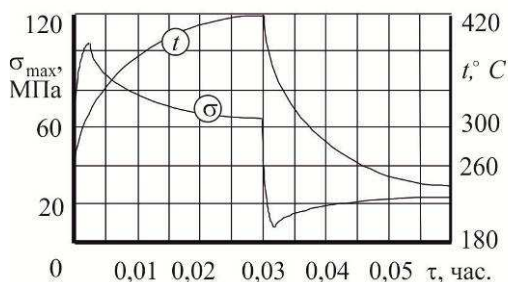


Рисунок 4 – Изменение температуры и окружных напряжений в зоне кромки камеры сгорания типа ЦНИДИ поршня дизеля 4ЧН11/12,5 при физическом моделировании на БТС

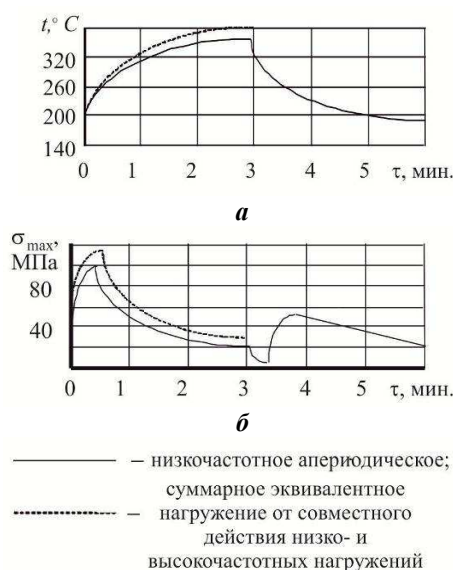


Рисунок 5 – Изменение температуры (а) и окружных напряжений (б) на поверхности кромки камеры сгорания поршня дизеля 4ЧН12/14 на моделирующей установке

Основные параметры циклического нагружения кромок, а также полученное при физическом моделировании на БТС число циклов до их разрушения представлены в табл. 2.

Следует отметить две особенности, учтенные в методике расчета количества циклов (времени) до разрушения кромки КС в условиях двухфакторного нагружения поршня.

1. Накопление повреждений от термомеханической усталости, обусловленное периодическими нагружениями высокой частоты вычислялись в соответствии с выражением [13–16]:

$$d_{jb} = \sum_i \frac{z_i}{N_{im}} \cdot \quad (21)$$

Здесь z_i и N_{im} – наработанное количество циклов нагружения высокой частоты и предельная долговечность материала при i -х условиях нагружения соответственно.

При отыскании N_{im} использованы кривые многоциклового усталости $N_{im} = f(\Delta\sigma_i + t_i)$ (зависимость амплитуды колебаний термомеханических напряжений σ_i от количества циклов до наступления предельного состояния сплава АЛ25), экспериментально полученные в ИПП АН Украины в условиях циклических термомеханических нагружений образцов материалов поршней быстроходных дизелей [14]. При совместном воздействии механических и термических напряжений высокой частоты величину σ_i можно определить, исходя из выражения [14]

$$\sigma_i = \Delta\sigma_{Mi} + \phi_i \cdot \Delta\sigma_{Ti}, \quad (22)$$

где $\Delta\sigma_{Mi}$, $\Delta\sigma_{Ti}$ – размахи механических и термических напряжений;

ϕ_i – коэффициент выносливости.

Таблица 2 – Основные параметры циклического нагружения, усталостной и длительной прочности кромок исследуемых поршней

| Параметр | 4ЧН11/12,5 | 4ЧН12/14* | 4ЧН12/14** |
|--|------------|-----------|------------|
| Максимальные и минимальные упругие напряжения, МПа | 84,43/-6,5 | 99,7/4,1 | 111,85/4,1 |
| Размах температур в цикле, °C | 381↔200 | 377↔171 | 385↔171 |
| Длительность цикла нагружения, мин | 4 | 6 | 6 |
| Эффективная температура цикла, °C | 345 | 330 | 336 |
| Амплитуда действительного напряжения (σ_a), МПа | 73,1 | 71,2 | 73,8 |
| Полученное при физическом моделировании на установке число циклов до разрушения | 1800±200 | 2050 | 1100 |
| Расчетное число циклов до разрушения кромки КС поршня без учета ползучести | 1680 | 1220 | 580 |
| Расчетное число циклов до разрушения кромки КС поршня при совместном действии усталости и ползучести | 1810 | 1930 | 1060 |

Окончание табл. 2

| Параметр | 4ЧН11/12,5 | 4ЧН12/14* | 4ЧН12/14** |
|---|------------|-----------|------------|
| Доля накопленных повреждений от термомеханической усталости (d_f) | 0,3 | 0,54 | 0,6 |
| Доля накопленных повреждений от циклической ползучести (d_s) | 0,7 | 0,46 | 0,4 |

* – низкочастотное (однофакторное) термомеханическое нагружение;

** – совместные низкочастотное и высокочастотное (двухфакторное) термомеханическое нагружение

В условиях термоциклирования поршня на БТС размахи пульсирующих механических напряжений $\Delta\sigma_{Mi}$ принимались равными нулю, а размахи термических напряжений в течение цикла высокой частоты вычислялись по формуле:

$$\sigma_{ti} = \frac{\alpha_{ti} \cdot E_i \cdot \delta t_i}{(1 - \nu_i)}. \quad (23)$$

Здесь α_{ti} , E_i , ν_i – коэффициент линейного расширения, модуль упругости и коэффициент Пуассона поршневого сплава АЛ25 при i -х условиях нагружения. Характеристики материала α_t , E , ν определялись по данным работы [17]. Коэффициент выносливости ϕ_i в интервале температур 230–290 °С принимался равным 0,5, а свыше 290 °С – 0,4 [14].

Установлено, что применительно к термоциклированию поршня с КС типа ЦНИДИ дизеля 4ЧН12/14 на БТС доля накопленных повреждений от термомеханической усталости, обусловленная периодическими нагружениями высокой частоты, настолько мала (не превышает значения 0,03), что ею можно пренебречь.

2. Расчет накопления повреждений от процесса ползучести при двухфакторном нагружении сплава АЛ25 осуществлялся на основе суммарных (низко- и высокочастотных) эквивалентных значений температур и окружных термоупругих напряжений (см. рис. 5) [9]. Это позволило формализовать расчет однофакторной методики.

Расчеты количества циклов до разрушения кромок КС рассматриваемых поршней проводились в двух вариантах – без учета процесса ползучести и с учетом комплексного влияния процессов ползучести и усталости на процесс накопления повреждений. Результаты расчетов приведены в табл. 2. Видно, что без учета ползучести точность получаемых результатов для практики оказывается неприемлемой.

Довольно хорошая сходимость результатов проведенных расчетов с экспериментальными данными позволяет использовать предложенную методику для расчета накопления повреждений от процессов термоусталости и ползучести алюминиевого поршня с учетом моделей эксплуатации двигателей, т.е. осуществлять наиболее достоверное прогнозирование их длительной и термоусталостной прочности с учетом конструктивных и реальных режимных факторов.

Анализ влияния истории нагружения поршня быстроходного дизеля на долговечность кромки камеры сгорания. Неуклонный рост уровня форсирования быстроходных дизельных двигателей вызывает необходимость обеспечения требуемого ресурса работы кромки КС поршня. При этом до настоящего времени наиболее надежными методами оценки эксплуатационной долговечности кромки следует считать экспериментальные [18]. По этой причине разработка методик, позволяющих прогнозировать время до разрушения кромки КС уже на начальных стадиях проектирования двигателя и, что важно, с учетом модели его эксплуатации является довольно актуальной задачей.

По общему мнению специалистов, время до разрушения кромки КС можно определить исходя из внешне простого линейного суммирования повреждений, вызванных процессами усталости d_f и ползучести d_s :

$$d_f + d_s = 1. \quad (24)$$

С учетом (24) и принятой модели эксплуатации двигателя относительный ресурс работы кромки равен

$$\frac{\tau_p}{T} = \frac{1}{\sum_{i=1}^j \left(\sum_{k=1}^m \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U_s} \cdot \sum_{k=1}^m U_{sk} \right)}, \quad (25)$$

где τ_p – абсолютная наработка поршня до разрушения кромки КС;

T – планируемый моторесурс;

j – количество эксплуатационных переходных режимов работы двигателя в выбранной модели эксплуатации;

m – количество низкочастотных циклов нагружения i -го переходного режима работы двигателя;

N_{fk} – число циклов до появления трещин при работе двигателя по i -му переходному режиму при k -ом цикле нагружения;

U_{sk} – удельная энергия рассеивания в процессе ползучести при работе двигателя по i -му переходному режиму при k -ом цикле нагружения;

U_s^* – критическое значение удельной энергии рассеивания.

Заметим, что величина удельной энергии рассеивания определяется как

$$U_{sk} = \int_0^{\tau_{цк}} \dot{\epsilon} \sigma d\tau, \quad (26)$$

т.е. зависит от времени k -го цикла нагружения $\tau_{цк}$, скорости ползучести $\dot{\epsilon}$ и действующего напряжения σ .

Выполненный в [19] анализ свидетельствует, что для описания процесса ползучести алюминиевых сплавов, особенно в случае их низкочастотного нагружения, может быть использована теория упрочнения

$$\dot{\epsilon} = f(\epsilon, \sigma, t). \quad (27)$$

где ϵ – накопленная к рассматриваемому моменту времени деформация ползучести;

t – действующая температура.

Графическая интерпретация деформирования материала в соответствии с данной теорией при двухрежимном нагружении материала представлена на рис 6. Здесь переход от режима i на режим $i-1$ осуществляется в момент времени τ_1 в точке $1'$ и заканчивается в момент времени τ_3 в точке $2'$. При ином чередовании рассматриваемых режимов нагружения (в случае неизменной наработки на каждом из них) переход от режима $i-1$ на режим i осуществляется в момент времени $\tau_2 = \tau_3 - \tau_1$ в точке $1''$ и заканчивается в момент времени τ_3 в точке $2''$. Видно, что смена порядка чередования режимов нагружения приводит к тому, что последующее деформирование материала становится непосредственно зависящим от истории предшествующего его нагружения. Это означает, что в общем случае относительный ресурс работы кромки КС, определяемый в (25), должен зависеть от порядка чередования j эксплуатационных переходных режимов работы двигателя.

Однако, следует заметить, что помимо изменения с течением времени скорости ползучести $\dot{\epsilon}$, в зоне кромки КС имеет место релаксация напряжений

$$\dot{\epsilon} = -\frac{1}{E} \frac{d\sigma}{dt}. \quad (28)$$

Последнее обстоятельство оказывает уже сложное влияние на значения величин U_{sk} и N_{jk} . При этом в [20] нами было показано, что при предельно высоких параметрах цикла термомеханического нагружения кромки камеры сгорания типа ЦНИДИ ($t_{\max} = 375...385^\circ\text{C}$, $t_{\min} = 170^\circ\text{C}$, $\sigma_{\max} = 100...110\text{МПа}$, $\sigma_{\min} = 4\text{МПа}$) порядок чередования низкочастотных режимов

нагружения двигателя не оказывает практического влияния на время до разрушения кромки.

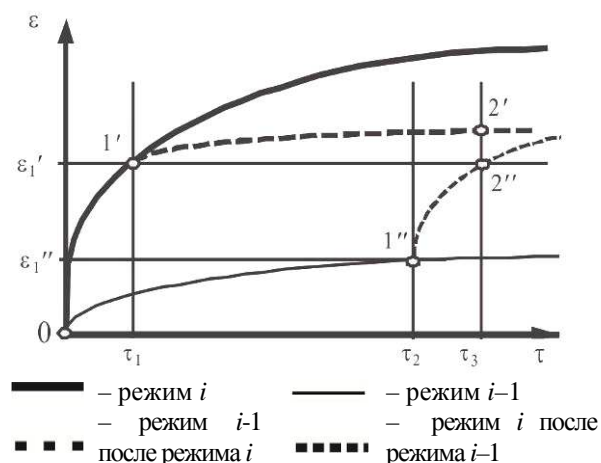


Рисунок 6 – Деформирование материала в условиях ползучести при двухрежимном нагружении

В целях последующего прогнозирования времени до разрушения кромки КС аналогичное расчетное исследование выполнено применительно к поршню с тороидальной КС, в том числе и в диапазоне изменения температур и напряжений, обеспечивающих требуемую эксплуатационную прочность кромки.

Степень влияния последовательности чередования режимов работы двигателя на ресурс работы кромки устанавливалась на примере двухрежимного циклического низкочастотного нагружения поршня дизеля 4ЧН12/14. Для первого режима моделировался цикл нагружения двигателя $x.x. \leftrightarrow 0,93N_{\text{еном}}$, для второго – $0,5N_{\text{еном}} \leftrightarrow 0,6N_{\text{еном}}$. В соответствии с загрузкой тракторного дизеля в условиях рядовой его эксплуатации время работы (при ресурсе 10000 часов) на первом из рассматриваемых режимов принималось равным 620 часов, на втором – 3200 часов [21]. В качестве варьируемых параметров выступали: порядок чередования указанных режимов в расчетном исследовании, время одного цикла низкочастотного нагружения поршня ($\tau_{цк} = 4$ мин и 6 мин), уровень форсирования двигателя ($N_d = 14,5$ кВт/л и 20 кВт/л).

Уровни действующих температур и напряжений в зоне кромки КС составляют при форсировке $N_d = 14,5$ кВт/л на первом режиме нагружения $207 \leftrightarrow 314^\circ\text{C}$ и $43 \leftrightarrow 54,5$ МПа, а на втором – $265 \leftrightarrow 288^\circ\text{C}$ и $49 \leftrightarrow 51$ МПа соответственно. При форсировке до $N_d = 20$ кВт/л на первом режиме уровни действующих температур $207 \leftrightarrow 355^\circ\text{C}$, уровни действующих напряжений $43 \leftrightarrow 58,5$ МПа, на втором режиме – $286 \leftrightarrow 310^\circ\text{C}$ и $51 \leftrightarrow 54$ МПа соответственно. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Анализ полученных результатов свидетельствует, что в условиях сложного термомеханического циклического

низкочастотного нагружения кромки КС поршня порядок чередования режимов работы двигателя практически не оказывает влияния на ресурс работы кромки. Это означает, что при разработке модели эксплуатации двигателя учитывать порядок чередования режимов его нагружения не следует.

Таблица 3 – Влияние различных переходных режимов на накопление повреждений в зоне кромки КС поршня с тепловодом

| Процесс нагружения | N_d , кВт/л | $\tau_{цк}$, мин | $d_f + d_s$ |
|--------------------|---------------|-------------------|-------------|
| Вариант 1 | | | |
| 1 | 14,5 | 4 | 0,1388 |
| 2 | | 4 | 0,0868 |
| Всего варианта 1 | | | 0,2256 |
| Вариант 2 | | | |
| 2 | 14,5 | 4 | 0,1206 |
| 1 | | 4 | 0,104 |
| Всего варианта 2 | | | 0,2246 |
| Вариант 3 | | | |
| 1 | 14,5 | 6 | 0,0948 |
| 2 | | 6 | 0,0542 |
| Всего варианта 3 | | | 0,149 |
| Вариант 4 | | | |
| 2 | 14,5 | 6 | 0,081 |
| 1 | | 6 | 0,07 |
| Всего варианта 4 | | | 0,151 |
| Вариант 5 | | | |
| 1 | 20 | 4 | 3,44 |
| 2 | | 4 | 0,8968 |
| Всего варианта 5 | | | 4,3368 |
| Вариант 6 | | | |
| 2 | 20 | 4 | 0,963 |
| 1 | | 4 | 3,334 |
| Всего варианта 6 | | | 4,297 |
| Вариант 7 | | | |
| 1 | 20 | 6 | 1,6738 |
| 2 | | 6 | 0,4974 |
| Всего варианта 7 | | | 2,1712 |
| Вариант 8 | | | |
| 2 | 20 | 6 | 0,5522 |
| 1 | | 6 | 1,575 |
| Всего варианта 8 | | | 2,1272 |

Результаты расчетной оценки накопления повреждений в зоне кромки КС при двурежимном нагружении поршня в дальнейшем используются для расчета длительной прочности с учетом переходных процессов работы двигателя.

Оценка степени влияния различных переходных процессов в общей модели эксплуатации дизеля на длительную прочность поршня. Оценка степени влияния переходных процессов дизеля на длительную прочность поршня оценивалась на примере его использования на тракторе в условиях рядовой эксплуатации, установленной по данным годовой загрузки трактора при выполнении полного объема сельскохозяйственных работ [15]. Такая теоретическая модель рядовой эксплуатации быстроходных дизелей представлена в табл. 4

(здесь $\bar{\tau}_q$ – относительная наработка двигателя на режиме q ($\sum_1^q \bar{\tau}_q = 1$), а \bar{N}_{eq} и \bar{n}_q – соответственно относительная мощность и частота вращения коленчатого вала $\bar{N}_{eq} = N_{eq}/N_{e_{ном}}$, $\bar{n}_q = n_q/n_{ном}$).

Таблица 4 – Теоретическая модель рядовой эксплуатации быстроходных дизелей (рядовые условия эксплуатации)

| Номер режима q | $\bar{\tau}_q$ | \bar{N}_{eq} | \bar{n}_q |
|------------------|----------------|----------------|-------------|
| 1 | 0,035 | 0 | 0,65 |
| 2 | 0,022 | 0,23 | 0,69 |
| 3 | 0,17 | 0,35 | 0,73 |
| 4 | 0,15 | 0,50 | 0,78 |
| 5 | 0,41 | 0,65 | 0,82 |
| 6 | 0,28 | 0,70 | 0,86 |
| 7 | 0,07 | 0,85 | 0,91 |
| 8 | 0,02 | 0,90 | 0,95 |
| 9 | 0,03 | 0,93 | 0,95 |

Расчетные исследования выполнены для поршней с тороидальной КС дизеля 4ЧН12/14, форсированного до 25 кВт/л. Исследуемый двигатель имеет промежуточное охлаждение наддувочного воздуха и масляное струйное охлаждение поршня. Рассмотрены варианты с применением и без применения Г-образного тепловода. Определение накопления повреждений в зоне кромки КС осуществлялось по методике, изложенной выше с учетом высокочастотной составляющей нагружения. Расчет проводился, исходя из планируемого ресурса двигателя, равного 10000 часов.

Таблица 5 – Влияние различных переходных режимов на накопление повреждений в зоне кромки КС поршня без тепловода

| Режим | τ , час | t_{max} , °C | t_{min} , °C | σ_{max} , МПа | σ_{min} , МПа | d | δ_{tr} , % |
|-------|--------------|----------------|----------------|----------------------|----------------------|-------|-------------------|
| 1↔9 | 620 | 320 | 189 | 49,3 | -2,6 | 0,502 | 31,3 |
| 1↔8 | 80 | 315 | 189 | 48,0 | -2,6 | 0,069 | 4,3 |
| 2↔8 | 360 | 315 | 219 | 44,9 | -3,8 | 0,023 | 14,8 |
| 2↔7 | 80 | 307 | 219 | 45,2 | -3,8 | 0,060 | 3,7 |
| 3↔7 | 1320 | 307 | 235 | 43,6 | -4,5 | 0,556 | 34,6 |
| 3↔6 | 1500 | 285 | 235 | 36,9 | -4,5 | 0,077 | 4,8 |
| 3↔5 | 680 | 278 | 235 | 34,7 | -4,5 | 0,028 | 1,8 |
| 4↔5 | 3160 | 277 | 256 | 32,5 | -5,5 | 0,075 | 4,7 |

Результаты, полученные для поршня без тепловода представлены в табл. 5, а с тепловодом – в табл. 6 (здесь τ – время работы на рассматриваемом цикле; t_{max} , t_{min} , σ_{max} , σ_{min} – максимальные и минимальные значения температур (°C) и напряжений (МПа) в зоне кромки камеры сгорания; d

– величина накопленных повреждений; δ_d – вклад накопления повреждений на рассматриваемом цикле в общую долю накопленных повреждений за 10000 часов, %).

Из таблиц видно, что наибольший вклад в суммарное накопление повреждений за 10000 часов вносят режимы $1 \leftrightarrow 9$ (до 32%) и $3 \leftrightarrow 7$ (до 35%). Однако с учетом того, что на режиме $1 \leftrightarrow 9$ полученное накопление повреждений достигается в два раза быстрее (за 620 часов, против 1320 часов режима $3 \leftrightarrow 7$), можно утверждать, что степень влияния режима $1 \leftrightarrow 9$ на длительную прочность поршня является наибольшей. По этой причине оценку накопления повреждений на ранних стадиях проектирования поршней целесообразно осуществлять именно на этом режиме.

Таблица 6 – Влияние различных переходных режимов на накопление повреждений в зоне кромки КС поршня с учетом тепловода

| Режим | τ , час | $t_{\max}^{\circ}\text{C}$ | $t_{\min}^{\circ}\text{C}$ | σ_{\max} , МПа | σ_{\min} , МПа | d | δ_d , % |
|-----------------------|--------------|----------------------------|----------------------------|-----------------------|-----------------------|--------|----------------|
| $1 \leftrightarrow 9$ | 620 | 307 | 169 | 49,7 | -3,0 | 0,2161 | 31,9 |
| $1 \leftrightarrow 8$ | 80 | 302 | 169 | 48,2 | -3,0 | 0,0372 | 5,5 |
| $2 \leftrightarrow 8$ | 360 | 301 | 201 | 44,9 | -4,2 | 0,1011 | 14,9 |
| $2 \leftrightarrow 7$ | 80 | 293 | 201 | 45,2 | -4,2 | 0,0328 | 4,8 |
| $3 \leftrightarrow 7$ | 1320 | 293 | 218 | 43,4 | -4,9 | 0,2083 | 30,7 |
| $3 \leftrightarrow 6$ | 1500 | 270 | 218 | 36,6 | -4,9 | 0,0349 | 5,1 |
| $3 \leftrightarrow 5$ | 680 | 262 | 218 | 34,4 | -4,9 | 0,0147 | 2,2 |
| $4 \leftrightarrow 5$ | 3160 | 262 | 240 | 32,1 | -5,8 | 0,0334 | 4,9 |

Выводы. Из вышесказанного можно сделать следующие выводы.

На основе экспериментальных исследований ползучести сплава АЛ25 в условиях циклического низкочастотного изменения температур и напряжений, разработана методика описания процесса циклической ползучести, учитывающая длительность цикла нагружения материала. В ее основу положено уточненное аналитическое описание исследуемого процесса по теории упрочнения.

На основе принципов линейного суммирования повреждений разработана методика оценки длительной и термоусталостной прочности особо теплонапряженной зоны кромки КС поршня с учетом комплексного влияния процессов усталости и ползучести на процесс накопления повреждений. К ее особенностям относятся: описание циклической ползучести (релаксации напряжений) с учетом упрочнения материала и времени цикла его нагружения; определение доли повреждений, вызванных ползучестью, исходя из энергетического критерия прочности; учет изменения от цикла к циклу значений максимального, минимального и амплитудного упругих и действительных напряжений. Изменение

указанных параметров цикла влекут за собой изменение долей накопленных повреждений, вызванных как усталостью, так и ползучестью, а также приводят к изменению характера протекания процесса релаксации напряжений в последующем цикле, т.е. к изменению значений накапливаемых повреждений от цикла к циклу.

3. Использование разработанных методик оценки длительной и термоусталостной прочности поршня позволило установить, что в условиях сложного термомеханического циклического низкочастотного нагружения кромки КС поршня порядок чередования режимов работы двигателя практически не оказывает влияния на ресурс работы кромки. Это означает, что при разработке модели эксплуатации двигателя учитывать порядок чередования режимов его нагружения не следует.

Список литературы

1. Пылев В.А., Шеховцов А.Ф., А. Рамирес Миттани, Прокопенко Н.В. Математическое моделирование накопления повреждений ползучести в поршнях быстроходных дизелей при нестационарных нагружениях. *Двигатели внутр. сгорания: Межрег. научно-техн. сборник*. Харьков: ХГПУ. 1997. Вып. 56–57. С. 54–62.
2. Шеховцов А.Ф., Пылев В.А., А. Рамирес Миттани, Прокопенко Н.В. Совместное влияние малоциклового термоусталости и ползучести на долговечность поршня быстроходного дизеля. *Двигатели внутр. сгорания: Межрег. научно-техн. сборник*. Харьков: ХГПУ. 1997. Вып. 56–57. С. 50–53.
3. Pospisil B. Standardni metodika hodnoceni pevnosti a zivotnosti tepelne energetichych zarizeni // *Strojirenstvi*. 1979. № 2. Р. 84–94.
4. Поспишил Б., Квитка А.Л., Третьяченко Г.Н. и др. *Прочность и долговечность элементов энергетического оборудования*. К.: Наукова думка, 1987. 215с.
5. Morrow J. Dean. Internal friction, damping, and cyclic plasticity. *ASTM materials science series*, 8, ASTM special technical publication, 1965, no. 378, pp. 49–62.
6. Коллинз Дж. *Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение*. Москва: Мир. 1984. 624 с.
7. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. *Сопротивление материалов*. М.: Наука. 1986. 560с.
8. Тимохин А.В. *Повышение работоспособности деталей камеры сгорания дизелей на основе оценки уровня тепловой напряженности: автореф. дис. ... доктора техн. наук: спец. 05.04.02:01.02.06 «Тепловые двигатели»*. Рыбинск, 1994, 33 с.
9. Бачевский А.М. *Разработка способа и методики экспериментальной оценки термоусталостной прочности поршней быстроходных дизелей: дис. ... канд. техн. наук*. Харьков, 1992. 229 с.
10. Гольденблат И.И., Бажанов В.Л., Конков В.А. *Длительная прочность в машиностроении*. Москва: Машиностроение, 1977. 248 с.
11. Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Пылев В.А. Расчетная оценка термоусталостной прочности поршней дизелей типа СМД с учетом ползучести их материалов. *Двигатели внутреннего сгорания*. Харьков.1993. Вып. 9. С. 10–18.
12. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении. *Двигателестроение*, 1991. № 11. С. 14–15.
13. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термоусталостной прочности поршней ДВС // *Двигателестроение*, 1979. №11. С. 15–19.
14. Трошенко В.Т., Синяевский Д.П., Городецкий С.С. и др. Исследование прочности материалов поршней ДВС в условиях циклического и термомеханического нагружений. *Проблемы прочности*. 1976. №7. С. 3–9.

15. Шеховцов А.Ф. *Исследование нестационарных тепловых режимов поршней перспективных тракторных дизелей: дис. ... доктора техн. наук.* Харьков, 1978. 549 с.
16. *Современные дизели: повышение топливной экономичности и долговечности /* Под ред. А.Ф. Шеховцова. К.: Изд-во «Техника», 1992. 272 с.
17. Колобнев И.Ф. *Жаропрочные линейные алюминиевые сплавы.* Москва: Металлургия, 1973. 320 с.
18. Диденко А.М., Вахтель В.Ю., Шкурко Ж.Г. Разработка и использование методов ускоренных испытаний. *Двигатели внутреннего сгорания.* 1989. Вып.50. С. 30–40.
19. Шеховцов А.Ф., Пылев В.А., А. Рамирес Миттани, Прокопенко Н.В. Выбор и обоснование методов для описания процессов ползучести материалов деталей камеры сгорания быстроходных дизелей. *Двигатели внутреннего сгорания. Межрег. научно-техн. сборник.* Харьков: ХГПУ. 1997. Вып. 56-57. С. 212-218.
20. Пильов В.О. Результаты розрахункового дослідження по накопиченню пошкоджень в зоні кромки камери згорання поршня в разі його циклічного дворежимного теплового навантаження. *Міжвуз. збірник наук. праць.* ХарДАЗТ, 1998. Вип. 32. С. 30–33.
21. Лушицкий Ю.В., Косулин А.Г. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения. *Двигатели внутреннего сгорания.* 1985. Вып.41. С. 96–104.
22. Шейченко Р.И., Ткачук Н.А., Бондаренко М.А., Лунев Е.А. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния инновационных тонкостенных машиностроительных конструкций. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».* Харків: НТУ «ХПІ», 2017. № 12. С. 137–145.
23. Симсон Э.А., Назаренко С.А., Прево И.Д. Методы анализа и оптимизации нагруженных элементов технологических систем. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».* Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 42. С. 187–192
24. Neittaanmäki P., Repin S., Tuovinen T. *Mathematical Modeling and Optimization of Complex Structures.* Switzerland: Springer, 2016. 328 p. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-23564-6>.
25. Ткачук Н.А., Хлань А.В., Шейко А.И. [и др.] Разработка математического аппарата для решения задач расчетно-экспериментального исследования элементов механических систем. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР.* Харків: НТУ «ХПІ», 2017. №12 (1234). С. 110–131.
26. Марченко А.П., Ткачук М.А., Соболев О.В. [и др.] Інноваційні технології композиційного зміцнення поверхні елементів виробів для оборонної та енергетичної галузей. *Механіка та машинобудування,* 2017, №1. С. 234–246.
27. Бреславский Д.В., В.А. Метелев, О.К. Морачковский. Анизотропия ползучести и повреждаемости элементов конструкций при циклическом нагружении. *Проблемы прочности.* Киев. 2015. №2. С. 21–29.
28. Воробьев Ю.С., Овчарова Н.Ю. Влияние динамических свойств материала на скоростное деформирование элементов конструкций // *Вісник Запорізького національного університету.* Запоріжжя: ЗНУ, 2015. № 1. С. 12–22.
29. Воробьев Ю.С., Овчарова Н.Ю. Скоростное деформирование многослойных элементов при контактном воздействии. *Технічна механіка.* Дніпро: ІТМ НАН України і ДКА України, 2016, № 3. С. 17–24.
30. bystrohodnogo dizelya [The combined effect of low-cycle thermal fatigue and creep on the durability of the piston of a high-speed diesel engine] *Dvigateli vnutr. sgoraniya: Mezreg. nauchno-tehn. sbornik.* Iss. 56–57. Kharkov, HGPU Publ. 1997, pp. 50–53.
31. Pospisil B. Standardni metodika hodnoci pevnosti a zivotnosti tepelne energetichyh zarizeni [Standard methodology for evaluation of strength and lifetime of thermal power equipment] *Strojirenstvi.* 1979. no 2. pp. 84–94.
32. Pospishil B., Kvitka A.L., Tretyachenko G.N. i dr. *Prochnost i dolgovechnost elementov energeticheskogo oborudovaniya* [Strength and durability of elements of power equipment] Kyiv, Naukova dumka Publ., 1987. 215 p.
33. Morrow J. Dean. Internal friction, damping, and cyclic plasticity. *ASTM materials science series,* 8, ASTM special technical publication, 1965, no. 378, pp. 49–62.
34. Collins J. A. *Failure of Materials in Mechanical Design: Analysis, Prediction, Prevention.* John Wiley & Sons, 1983 (Russ. ed. Collins A. Povrezhdenie materialov v konstrukciyah. Analiz, predskazanie, predotvrashenie. Moscow, Mir Publ., 1984. 624 p.).
35. Birger I.A., Mavlyutov R.R. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Nauka Publ. 1986. 560 p.
36. Timohin A.V. *Povyshenie rabotosposobnosti detalej kamery sgoraniya dizelej na osnove ocenki urovnya teplovoj napryazhennosti: avtoref. dis. ... doktora tehn. nauk 05.04.02:01.02.06 "Teplovyje dvigateli"* [Improving the operability of parts of a combustion chamber of diesel engines based on an assessment of the level of thermal tension. Abstract of a thesis dr. eng. sci. diss 05.04.02:01.02.06 "Heat engines"]. Rybinsk, 1994, 33 p.
37. Bachevskij A.M. *Razrabotka sposoba i metodiki eksperimentalnoj ocenki termoustalostnoj prochnosti porshnej bystrohodnyh dizelej: dis. ... kand. tehn. nauk* [Development of a method and methodology for experimental evaluation of the thermal fatigue strength of high-speed diesel pistons. Cand. eng. sci. diss.]. Kharkov, 1992, 229 p.
38. Goldenblat I.I., Bazhanov V.L., Konkov V.A. *Dlitelnaya prochnost v mashinostroenii* [Long lasting strength in mechanical engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 248 p.
39. Shehovcov A.F., Abramchuk F.I., Pylev V.A. *Raschetnaya ocenka termoustalostnoj prochnosti porshnej dizelej tipa SMD s uchedom polzuchesti ih materialov* [Calculation of the thermal fatigue strength of SMD diesel pistons taking into account the creep of their materials] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya.* Kharkov, 1993, iss. 9, pp. 10–18.
40. Chajnov N.D., Timohin A.V., Ivanchenko A.B. *Ocenka ustalostnoj dolgovechnosti porshnya transportnogo dizelya pri ciklicheskom nagruzenii* [Evaluation of fatigue life of a transport diesel piston under cyclic loading] *Dvigatelistroenie.* 1991, no. 11, pp. 14–15.
41. Shehovcov A.F. *Metod raschetnoj ocenki termoustalostnoj prochnosti porshnej DVS* [Calculation method for thermal fatigue strength of ICE pistons] *Dvigatelistroenie.* 1979, no 11, pp. 15–19.
42. Troshenko V.T., Sinyavskij D.P., Gorodeckij S.S. i dr. *Issledovanie prochnosti materialov porshnej DVS v usloviyah ciklicheskogo i termomechanicheskogo nagruzenij* [The study of the strength of the materials of the internal combustion engine pistons under cyclic and thermomechanical loading] *Problemy prochnosti.* 1976, no 7, pp. 3–9.
43. Shehovcov A.F. *Issledovanie nestacionarnyh teplovyh rezhimov porshnej perspektivnyh traktornyh dizelej: dis. ... doktora tehn. nauk* [Research of unsteady thermal regimes of pistons of promising tractor diesel engines: dr. eng. sci. diss.]. Kharkov, 1978. 549 p.
44. *Sovremennye dizeli: povyshenie toplivnoj ekonomichnosti i dlitelnoj prochnosti* [Modern diesels: improving fuel efficiency and long lasting strength] / Ed. A.F. Shehovcov. Kyiv, Technika Publ., 1992. 272 p.
45. Kolobnev I.F. *Zharoprochnye lineinye alyuminievyje splavy* [Heat Resistant Linear Aluminum Alloys]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1973. 320 p.
46. Didenko A.M., Vahtel V.Yu., Shkurko Zh.G. *Razrabotka i ispolzovanie metodov uskorennyh ispytanj* [Development and

References (transliterated)

1. Pylev V.A., Shehovcov A.F., A. Ramires Mittani, Prokopenko N.V. *Matematicheskoe modelirovanie nakopleniya povrezhdenij polzuchesti v porshnyah bystrohodnyh dizelej pri nestacionarnyh nagruzhennyah* [Mathematical modeling of the accumulation of creep damage in the pistons of high-speed diesel engines under unsteady loads] *Dvigateli vnutr. sgoraniya: Mezreg. nauchno-tehn. sbornik.* Kharkov, HGPU Publ., Iss. 56–57. 1997, pp. 54-62.
2. Shehovcov A.F., Pylev V.A., A. Ramires Mittani, Prokopenko N.V. *Sovmestnoe vliyanie malociklovoj termoustalosti i polzuchesti na dolgovechnost porshnya*

- use of accelerated test methods] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. Kharkov, 1989, iss. 50, pp. 30–40.
19. Shehovcov A.F., Pylev V.A., A.Ramires Mittani, Prokopenko N.V. Vybory i obosnovanie metodov dlya opisaniya processov polzuchesti materialov detalej kamery sgoraniya bystrohodnykh dizelej [Selection and justification of methods for describing the creep processes of materials of parts of the combustion chamber of high-speed diesel engines] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*: Mezhhreg. nauchno-tehn. sbornik. iss. 56-57. Kharkov: HGPU. 1997. pp. 212–218.
 20. Pyliov V.O. Rezultaty rozrahunkovogo doslidzhennya po nakopichenniyu poshkodzhenn v zoni kromki kamery zgoriannya porshnya v razi yogo ciklichnogo dvorezhimnogo teplovogo navantazhennya [The results of the calculated study on the accumulation of damage in the zone of the edge of the combustion chamber of the piston in the case of its cyclic two-mode heat load]. *Mizhvuz. zbirnik nauk. prac. HarDAZT*, 1998, iss. 32, pp. 30–33.
 21. Lushchik Yu.V., Kosulin A.G. Ekspluatatsionnyy rashod topliva i metod ego opredeleniya [Fuel consumption and method of its determination] *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. 1985, iss. 41, pp. 96–104.
 22. Shejchenko R.I., N. A. Tkachuk, M. A. Bondarenko, E.A. Lunev. Chislennoe modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya innovatsionnykh tonkostennykh mashinostroitelnykh konstruktsiy [Numerical simulation of the stress-strain state of innovative thin-walled engineering structures]. *Visnik Nacionalnogo tekhnichnogo universitetu «Kharkivskiy politekhnichnij institut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2017, no. 12, pp. 137–145.
 23. Simson E.A., Nazarenko S.A., Prevo I.D. Metody analiza i optimizatsii nagruzhennykh elementov tekhnologicheskikh system [Methods of analysis and optimization of loaded elements of technological systems]. *Visnik Nacionalnogo tekhnichnogo universitetu «Kharkivskiy politekhnichnij institut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2014, no. 42, pp. 187–192.
 24. Neittaanmaki P., Repin S., Tuovinen T. *Mathematical Modeling and Optimization of Complex Structures*. Switzerland: Springer, 2016. 328 p. doi: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-23564-6>.
 25. Tkachuk N.A., Hlan A.V., Shejko A.I. [and oth.] Razrabotka matematicheskogo apparata dlya resheniya zadach raschetnoeksperimentalnogo issledovaniya elementov mekhanicheskikh system [Development of a mathematical apparatus for solving the problems of computational-experimental study of elements of mechanical systems]. *Visnik NTU «KhPI»*. Seriya: *Mashinostroystvo ta SAPR*. 2017, no. 12 (1234), pp. 110–131.
 26. Marchenko A.P., Tkachuk M.A., Sobol O.V. [and oth.] Innovatsijni tekhnologiyi kompozitsijnogo zmnennya poverhni elementiv virobiv dlya oboronnoyi ta energetichnoyi galuzej [Innovative technologies of composite hardening of the surface of elements of products for the defense and energy industries]. *Mekhanika ta mashinobuduvannya*, 2017, no. 1, pp. 234–246.
 27. D.V. Breslavskij, V.A. Metelev, O.K. Morachkovskij. Anizotropiya polzuchesti i povrezhdaemosti elementov konstruktsiy pri ciklicheskom nagruzhenni [Anisotropy of creep and damage to structural elements under cyclic loading] *Problemy prochnosti*. 2015, no. 2, pp. 21–29.
 28. Vorob'ev Yu.S., Ovcharova N.Yu. Vliyanie dinamicheskikh svoystv materiala na skorostnoe deformirovanie elementov konstruktsiy [The influence of the dynamic properties of the material on the speed deformation of structural elements] *Visnik Zaporizkogo nacionalnogo universitetu*. Zaporizhzhya, ZNU Publ., 2015, no. 1, pp. 12–22.
 29. Vorob'ev Yu. S., Ovcharova N. Ju. Skorostnoe deformirovanie mnogoslojnykh jelementov pri kontaktnom vozdeystvii [Speed deformation of multilayer elements under contact action] *Tekhnichna mekhanika*. Dnipro: ITM NAN Ukraïni i DKA Ukraïni, 2016, no. 3, pp. 17–24.

Поступила (received) 21.08.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Прокопенко Микола Вікторович (Прокопенко Николай Викторович, Prokopenko Mykola) – кандидат технічних наук (PhD), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: kola0123@ukr.net.

Зінченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena) – кандидат технічних наук (PhD), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com.